

OS0115 高膨張比化が超過膨張サイクルガソリン機関の熱効率に及ぼす効果

Effect of larger expansion ratio on the thermal efficiency in an Over-Expansion Cycle Gasoline Engine

○ 竹内啓祐(群馬大院) 清水貴之(小松製作所) 正 西田憲二(本田技術研究所) 中村壽雄(群馬大)
 正 荒木幹也(群馬大) 正 志賀聖一(群馬大) 正 小保方富夫(群馬大)

Keisuke TAKEUCHI, Gunma University, Tenjin-cho1-5-1, Kiryu, Gunma, Japan
 Takayuki SHIMIZU, KOMATSU Ltd., Kenji NISHIDA, HONDA R&D, Hisao NAKAMURA, Gunma University,
 Mikiya ARAKI, Gunma University, Seiichi SHIGA, Gunma University, Tomio OBOKATA, Gunma University

Key Words: Thermal Efficiency, Gasoline Engine, Valve Timing, Knocking, Over-Expansion Cycle

1. 緒言

内燃機関の熱効率向上法の1つとして、超過膨張サイクルが挙げられる。このサイクルは、圧縮比よりも膨張比を大きくすることでサイクル効率を改善し、熱効率を向上するものである。

著者らはこれまでに、単気筒ガソリン機関に幾何学的圧縮比(膨張比 ϵ_e)の異なるピストンと、吸気弁閉じ時期(I.V.C: Intake Valve Closure)の異なる遅閉じカムを組み合わせた実験を行い、吸気弁遅閉じ超過膨張サイクルの有効性とメカニズムの解明を行ってきた。その結果、グロス図示熱効率 η_{ig} は ϵ_e によって支配的に決定され実圧縮比 ϵ_c の影響は非常に少ないことを示した⁽¹⁾。

しかしながら、高膨張比の高負荷域ではノックが発生したために、最適点火時期MBTに到達できず、 η_{ig} が低下するという問題が生じた。そこで本報では、さらに吸気弁遅閉じを進行させることでノック発生限界を拡大し、高負荷域での η_{ig} の向上を目指した。また、高膨張比化を進めることで、さらなる熱効率向上の可能性について実験的検討を行った。

2. 実験装置および方法

表1に供試機関の諸元を示す。この装置に十分な過給による燃焼実験が行えるように圧縮空気を接続した。この圧縮空気はレギュレータにより目的の圧力まで減圧した後、サージタンクを経て絞り弁まで導かれる。

この機関にピストン頭頂部の肉盛り変更による ϵ_e の異なるピストンと、吸気弁閉じ時期の異なるカムを組み合わせて実験を行った。本報では、新たに $\epsilon_e=30$ のピストンとLC120, LC130のカムを加えて、5種類のピストンと6種類のカムを組み合わせて実験を行った。ここで、LCとはLate-Closureの略称であり、LCに続く数値は吸気弁閉じ時期を下死点からのクランク角度で表している。表2に吸気弁閉じ時期から求めた各実験条件の実圧縮比 ϵ_c を示す。実験は回転数2500 rpm, 空燃比A/F=14.5, 最適点火時期MBTで行った。ただし、ノックが発生した場合は、ノックが発生しなくなるまで点火時期を遅角している。

3. 結果および考察

$\epsilon_e=30$ のピストンとLC120, LC130のカムを用いて実験的検討を行った。しかしながら、LC130の条件ではエンジンを始動

Table 1 Specifications of test engine

Type	Single cylinder 4-stroke gasoline
Valve arrangement	SOHC with 4 valves
Combustion chamber	Pentroof
Bore x Stroke (Stroke volume)	100 mm x 82.6 mm (649 cc)
Geometrical compression ratio	10 (Original)
Expansion ratios	10 (Original), 15, 20, 25, 30
Max. power (Original)	38.5 kW / 6750 rpm
Max. BMEP (Original)	1.17 MPa / 6750 rpm

Table 2 Combination ϵ_e , I.V.C timing and substantial compression ratio

	LC0	LC60	LC90	LC110	LC120 (LC112)	LC130 (LC122)
$\epsilon_e=10$	10	8.2	6.2	4.5	3.8	3
$\epsilon_e=15$	15	12.3	9.0	6.5	5.3	4.1
$\epsilon_e=20$	20	16.4	11.9	8.5	6.8	5.2
$\epsilon_e=25$	25	20.4	14.8	10.5	8.4 (10.0)	6.3 (7.9)
$\epsilon_e=30$	30	24.4	17.7	12.5	9.9 (11.9)	7.5 (9.4)

することができなかった。これは吸気弁遅閉じを進行しすぎたために、吸気弁閉じ時期と点火時期が近くなり、点火までに混合気の圧力、温度を十分に上昇できなかったためと考えられる。このことから、吸気弁遅閉じの限界がLC130程度にあることがわかった。そこで本研究では、タペットクリアランスを通常の0.15 mmから0.50 mmに広げることで、エンジンを始動させた。この場合の吸気弁閉じ時期をバルブリフト線図で確認したところ、LC120のカムはLC112相当、LC130のカムはLC122相当に変更されていると推測される。以下に示すLC112, LC122という条件は、このような状態で行われた実験条件である。

図1にBMEPに対するグロス図示燃料消費率ISFC_gの変化を、表3に各実験条件におけるノック発生開始BMEPを示す。

25LC110の高負荷域においては、ノック回避のためにMBTに到達できず、ISFC_gは負荷とともに増大していた。この問題の解決策としてさらに吸気弁遅閉じを進行させた条件に着目する。25LC112は25LC110と比較して全てのBMEPでISFC_gが減少している。特に、BMEP=0.2 MPaにおいて最小値であるISFC_g=159 g/kWh ($\eta_{ig}=53\%$)を達成した。しかし、表3より25LC112は25LC110と比較してノック発生開始BMEPに変化がないことがわかる。このため、高負荷域ではノック回避のた

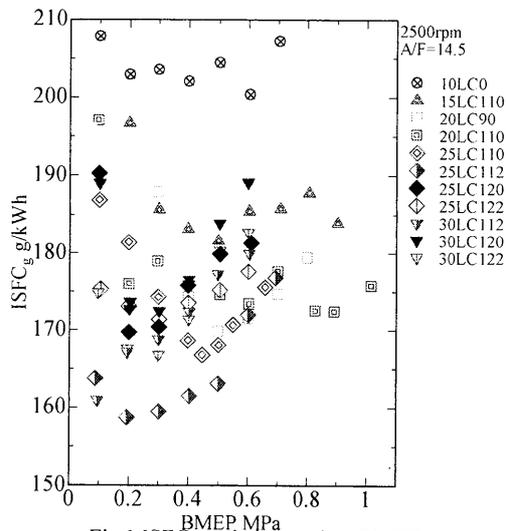


Fig.1 ISFC_g variation against BMEP

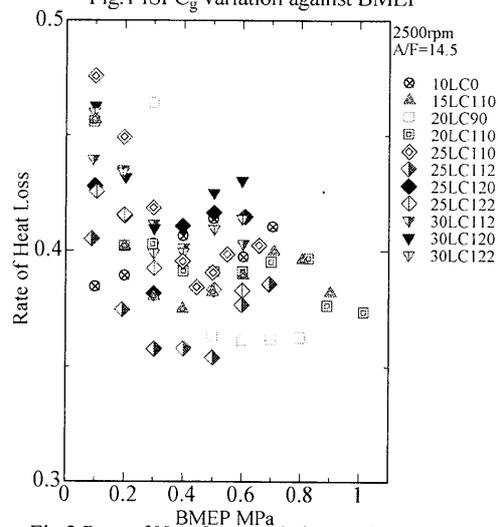


Fig.2 Rate of Heat Loss variation against BMEP

Table 3 Comparison of Knock limit

	LC0	LC60	LC90	LC110	LC120 (LC112)	LC130 (LC122)
$\epsilon_c=10$	0.8MPa	1.0MPa	-	-	-	-
$\epsilon_c=15$	-	0.5MPa	1.0MPa	1.0MPa	-	-
$\epsilon_c=20$	-	-	0.4MPa	0.9MPa	-	-
$\epsilon_c=25$	-	-	-	0.5MPa	0.6MPa (0.5MPa)	- (0.7MPa-)
$\epsilon_c=30$	-	-	-	-	0.2MPa (0.2MPa)	- (0.2MPa)

めに MBT に到達できず、ISFC_g が増大している。一方、25LC122 は 25LC110 と比較して ISFC_g がわずかに増大している。しかし、今回計測できた BMEP=0.6 MPa までノックが発生しておらず、高負荷域において ISFC_g が増大していない。以上の結果より、 $\epsilon_c=25$ の条件においてノックを発生させないためには、LC122 程度まで吸気弁遅閉じを行う必要があることがわかった。

次に $\epsilon_c=30$ のピストンを使用した条件に着目する。これまでの研究で、 η_{ig} は ϵ_c によって支配的に決定され、 ϵ_c の増大とともに向上するという知見を得ている。しかしながら、 $\epsilon_c=30$ の ISFC_g は $\epsilon_c=25$ と比較して増大している。ここで、表 3 より $\epsilon_c=30$ の条件では BMEP=0.2 MPa からノックが発生している。このため、低負荷域から MBT に到達できず、ISFC_g が増大したと考えられる。表 2 より、 $\epsilon_c=30$ の条件は他の条件と比較してノックが

BMEP=0.2 MPa から発生するほど ϵ_c が高くないことがわかる。また、30LC112 と 30LC122 を比較すると、 ϵ_c が減少しているにもかかわらず、ノック発生開始 BMEP に差がないことがわかる。このため、 $\epsilon_c=30$ におけるノック発生は ϵ_c に起因するものではないと考えられる。そこで、ノック発生の原因として考えられるのが燃焼室の扁平化である。 $\epsilon_c=10$ での燃焼室容積は 72 cc であるが、 $\epsilon_c=30$ での燃焼室容積はピストン頭頂部の肉盛りにより 22 cc まで減少している。燃焼室容積の減少がそのまま燃焼室厚さに影響していることから、 $\epsilon_c=30$ の燃焼室厚さが相当薄くなっているはずである。この薄さが何らかの理由でエンドガスの自着火が起りやすい状態をつくり、ノック発生限界の低下を招いたと考えられる。

さらに、燃焼室壁の面積の影響をしてみる。 ϵ_c が増大するほど、バルブとの干渉を防ぐためにピストン頭頂部の形状が複雑になり、燃焼室壁の面積が増大している。このため、熱損失が増大していると推測できる。このことを示すために、指圧線図の熱発生解析を行い、熱損失割合 Q_l を以下の式より求めた⁽²⁾。

$$Q_l = Q_c / Q_f = (Q_f - Q) / Q_f$$

ここで、 Q_c は熱損失量、 Q_f は供給燃料が完全燃焼した時に得られる熱量、 Q は熱発生量である。図 2 に BMEP に対する熱損失割合の変化を示す。同一の吸気弁遅閉じ時期で比較した場合、熱損失割合は ϵ_c とともに増大している。特に、 $\epsilon_c=30$ の熱損失割合は他の条件と比較して高い。このように、 $\epsilon_c=30$ のピストンでは熱損失が増大したために、ISFC_g が増大したと考えられる。

4. 結言

吸気弁遅閉じを進行させた LC120, LC130 のカムと、さらなる高膨張比化を行った $\epsilon_c=30$ のピストンを用いて、4 ストローク火花点火機関の性能について実験的検討を行った。得られた知見を以下に示す。

1. LC130 まで吸気弁遅閉じを行った場合、エンジンの始動ができなかった。これは吸気弁遅閉じを進行しすぎたため、点火までに混合気の圧力・温度を十分に上昇できなかったためと考えられる。このことから、吸気弁遅閉じの限界が LC130 程度にあることがわかった。
2. 25LC112 の BMEP=0.2 MPa において、最小の ISFC_g=159 g/kWh ($\eta_{ig}=53\%$) を達成した。しかしながら、高負荷域ではノックが発生してしまい、 η_{ig} の向上が達成できなかった。 $\epsilon_c=25$ においてノックを発生させないためには LC122 程度まで吸気弁遅閉じを行う必要がある。
3. $\epsilon_c=30$ では燃焼室の扁平化によりノック発生限界が低下した。また、燃焼室壁の面積の増大により熱損失は増大した。このため、 $\epsilon_c=30$ の ISFC_g は $\epsilon_c=25$ と比較して増大した。

参考文献

- (1) Yoshiharu Y et al: Characteristics of Over-Expansion Cycle in a Large SI Engine with Late-Closing of Intake Valve. The 18th Internal Engine Symposium (2002)
- (2) 田坂英紀: 内燃機関 (第 2 版), 森北出版, 2005, p.81-82